

Teijo Hyttinen T497SNA

JM-luokan kilpa-auton moottorin virittäminen

Opinnäytetyö
Auto- ja kuljetustekniikka


Maaliskuu 2011




MIKKELIN AMMATTIKORKEAKOULU

Mikkeli University of Applied Sciences

KUVAILULEHTI

 <p>MIKKELIN AMMATTIKORKEAKOULU Mikkeli University of Applied Sciences</p>		Opinnäytetyön päivämäärä 13.3.2011	
Tekijä(t) Teijo Hyttinen		Koulutusohjelma ja suuntautuminen Auto- ja kuljetustekniikka	
Nimeke JM-luokan kilpa-auton moottorin virittäminen			
Tiivistelmä <p>Päättötyön aiheena oli virittää moottori rakentamaani JM-luokan kilpa-autoon. Moottorin rakentamisen lähtökohtana oli Mazda 323 f 1.8 Gti:n vakiomoottori. Moottorin virittämisen tarkoituksena oli saada tehoa lisää noin 15-20 %, jolloin autosta saataisiin kilpailukykyinen normaaleihin kilpailuihin. Moottorin virittäminen oli tarkoitus tehdä vallitsevia lajin sääntöjä noudattaen ja mahdollisimman edullisin kustannuksin.</p> <p>Opinnäytetyöni tarkoitus oli tutkia moottorin viritysmahdollisuuksia mahdollisimman edullisesti. Tarkoituksena oli perehtyä moottorin osien yhteistoimintaan ja mitoittaa moottorin osia virityskäyttöön laskentaa apuna käyttäen. Moottorin säätö tapahtui inertiaan perustuvassa dynamometrissa, jossa moottorin teho määritettiin pyöriltä.</p> <p>Projekti onnistui suunnittelun mukaan ja haluttu teho saavutettiin dynamometrissa säätämällä. Työn aikana opettelin moottorin osien mitoituksen virityskäyttöön. Moottorin eri komponentit ovat riippuvaisia toisistaan. Kokonaisuuden hahmottaminen saattaa olla vaikeaa. Aluksi kannattaa asettaa tavoite tehon ja moottorin ominaisuuksien suhteen ja sen jälkeen suunnitella, millä muutoksilla haluttuihin ominaisuuksiin päästäisiin.</p> <p>Kokonaisuudessaan työ oli opettava kokemus. Moottoreita olen aikaisemmin rakentanut, mutta komponenttien valinnasta on päättänyt ”huhupuheet”. Kokemusten perusteella on helppo valita tietynlaiset nokka-akselit ja muut virityskohteet tiettyyn moottoriin, mutta Mazdan kohdalla valmiita komponentteja ei ollut edullisesti saatavilla, joten suurin työ oli tehtävä itse.</p>			
Asiasanat (avainsanat) autourheilu, kilpa-autot, venttiilit, säätöarvot			
Sivumäärä 32	Kieli Suomi	URN	
Huomautus (huomautukset liitteistä)			
Ohjaavan opettajan nimi Janne Varis		Opinnäytetyön toimeksiantaja	

DESCRIPTION

 <p>MIKKELIN AMMATTIKORKEAKOULU Mikkeli University of Applied Sciences</p>		Date of the bachelor's thesis 13.3.2011	
Author(s) Teijo Hyttinen		Degree programme and option Car and transport technique	
Name of the bachelor's thesis JM-group race car engine tuning			
Abstract <p>The subject of my thesis was tuning a motor for JM-group race car. The engine was from Mazda 323 f 1.8 Gti. The purpose of tuning this engine was increase power about 15-20 %, so then this car could be competitive. Tuning this engine is accomplished attending rules and low budget.</p> <p>The purpose was to study how to modify the engine components and also calculate and design engine parts like camshafts, exhaust manifold, fuel pressure, cold air intake and modifying cylinder head to increase cylinder pressure. Motor tuning was done with inertia dynamometer, which measures the engine power by wheel.</p> <p>Power increased about 15 % after modifying and changing the engine parts. The most important thing was adjusting the motor with dynamometer. The right setup was found to achieve the power needs.</p>			
Subject headings, (keywords) motorsports, race cars, valves, dynamometer			
Pages 32	Language Finnish	URN	
Remarks, notes on appendices			
Tutor Janne Varis		Bachelor's thesis assigned by	

SISÄLTÖ

1	JOHDANTO	1
2	LÄHTÖKOHDAT	1
3	MOOTTORIIN TEHTÄVÄT MUUTOKSET	2
3.1	Puristussuhde	2
3.2	Sylinterikansi ja venttiilit.....	7
3.3	Nokka-akselit	9
3.4	Pakosarja ja pakoputkisto	12
3.5	Imuilman virtaus	16
3.6	Polttoaineen suihkutuslaitteet	17
3.7	Vauhtipyörä	21
4	DYNAMOMETRIMITTAUS.....	23
5	TULOKSET	26
5.1	Budjetti	26
5.2	Tuloksien vertailu	27
5.3	Ajotilapiirros.....	27
6	POHDINTA	30
	LÄHTEET	32

1 JOHDANTO

JM-luokka, eli jokamiesluokka on nopeuskilpailu, jossa kilpaillaan halvoilla kilpa-autoilla eri luokissa. Lajin idea on siinä, että kilpa-auton joutuu myymään kilpailun jälkeen tapahtuvassa ostotarjoustapahtumassa, mikäli joku on tehnyt tarjouksen kyseisestä autosta. Autojen myyntihinta on vakio 1150 euroa. Hinnalla rajoitetaan sääntöjen lisäksi autojen rakentamista tehojen ja ajettavuuden suhteen. Jokamiesluokan autot ovat pääasiassa vanhoja Fiat 133:ia, Volkswagen kuplia, Ford Escorteja ym. malleja. Autojen suorituskyyvyt vaihtelevat kilpailun luonteesta riippuen. Kilpailukykyisen JM-auton rakentaminen moottorin osalta maksaa noin 2000-4000 euroa, joilla saavutetaan noin 130-200 hevosvoimaa moottorista. Pääasiassa kilpailuissa nähtävät moottorit ovat rakennettu vanhanaikaisesti kaasuttimille ja osittain kärjelliselle sytytysjärjestelmälle. Työssäni tarkoitus on virittää moottori rakentamaani JM-luokan kilpa-autoon, mahdollisimman edullisesti ja samalla tutkia moottorin virittämistä teoriassa, ottaen huomioon lajin vallitsevat säännöt.

2 LÄHTÖKOHDAT

Opinnäytetyöni tarkoitus on virittää moottori rakentamaani JM-luokan kilpa-autoon ottaen huomioon sääntöjen mukaisen myyntihinnan 1150 euroa [1, s.232.] budjetissani ja sääntöjen rajaamat mahdollisuudet moottorin virittämisessä. Tarkoitus on siis rakentaa mahdollisimman suorituskyykyinen moottori auton kokonaishinnan ollessa noin 1150 euroa. Auto on Mazda 323 F 1.8 Gti. Moottorin (kuva 1) vakio maksimitehoksi on ilmoitettu noin 130 hevosvoimaa ja maksimi vääntömomentiksi 160 Nm. Moottorin ominaisuuksia parantamalla ja eri moottorin komponenttien muutosten vaikutuksen tutkimisen tarkoituksena on saada moottorista tehoa parannettua noin 15-20 prosenttia, jolloin haluttu moottoriteho nousisi noin 140-150 hevosvoiman tietämille. Samalla on tarkoitus säätää moottori autossa paikallaan ollessa inertiadynamometrissä niin, että tehoa ja vääntöä olisi riittävän pitkän kierroslukuvälin.



KUVA 1. Mazdan 1.8 BP-Dohc moottori

3 MOOTTORIIN TEHTÄVÄT MUUTOKSET

3.1 Puristussuhde

Moottorin puristussuhde on erittäin merkittävä polttoaineseoksen palamiseen ja moottorin tehokkuuteen vaikuttava tekijä. Puristussuhde määrää sen, kuinka pieneen tilaan sylinteriin imutahdin aikana imetty polttoaineen ja ilmanseos puristetaan ennen sen polttamista sylinterissä. Puristussuhteella tarkoitetaan sylinterin iskutilavuuden ja puristustilavuuden yhteenlasketun ”summatilavuuden” suhdetta puristustilavuuteen.

Puristussuhteen kasvaessa kasvaa samalla puristuspaine, jonka johdosta palavan polttoaineseoksen paine kasvaa ja suurempi voima painaa mäntää alaspäin työtahdissa. Seurauksena voimakkaasta männänliikkeestä alaspäin on moottorin tehon nousu. [2, luku 4, s.1.]

Rajoituksen puristussuhteen nostolle asettaa käytettävä polttoaine. JM-luokassa on sallittu kaikki yleisesti myynnissä olevat bensiinit. Näistä paras vaihtoehto on käyttää Shell V-Power -bensiniä, jonka oktaaniluku on yli 99. Oktaaniluku kuvaa bensiinin itsesyttymisen herkkyyttä. Mitä suurempi oktaaniluku, sitä suurempi voi olla puristussuhde.

Mazdan moottorin alkuperäinen ilmoitettu puristussuhde on 9:1. Noin 100 oktaanista bensiiniä käyttävän kilpamoottorin puristussuhde tulisi asettua välille 11,0:1-12,5:1, jotta nakuttamisilmiötä ei havaittaisi haitallisena. [2, luku 4, s.1]. Tavoiteltavaksi puristussuhteeksi valitsin noin 11:1, koska suuremmalla puristussuhteella moottoria kuormittaessa lämpörasitus kasvaa, jolloin seurauksena voi olla moottorin ylikuumentuminen. Mazdan moottorinohjaukselle ei tehdä muutostöitä, jolloin sytytysennakon säätäminen kierroksilla ei ole mahdollista. Puristussuhdetta ei siksikään kannata kasvattaa liian suureksi, jotta haitallista nakuttamista ei ilmenisi.

Moottorin maksimi käytettävään puristussuhteeseen vaikuttaa sylinterin täytös, eli kaikki moottorissa tehtävät muutokset, kuten imusarja, pakosarja, nokka-akseleiden ajoitus sekä sylinterikannen virtaukset. Palotilan muodolla ja sytytystulpan sijainnilla on myös merkitystä maksimipuristussuhdetta miettiessä.

Edullisin ratkaisu puristussuhteen nostolle on poistaa materiaalia sylinterikannen tiivistepinnasta, eli niin sanotusti laskea kantta. Sylinterinkannen laskeminen pienentää kannessa olevaa palotilaa, jolloin puristustilavuus pienenee ja puristussuhde kasvaa.

Tarkoituksena on siis määrittää, montako millimetriä kannesta on höylättävä pois, jotta saavutettaisiin noin 11:1 puristussuhde. Tarkoituksena on myös laskea teoreettinen tehonnousu puristussuhteen muutoksesta johtuen.

Alkuperäisen palotilavuuden laskeminen yhtälön 1. mukaan [3, s.457]:

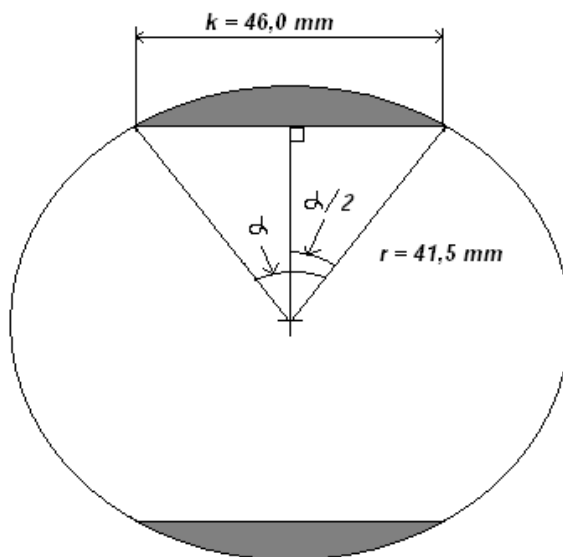
$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} = \frac{0,460 \text{ dm}^3}{9,0 - 1} = 0,0575 \text{ dm}^3 \quad (1)$$

$$V_h = \text{Yhden sylinterin tilavuus (dm}^3\text{)} = 1,840 \text{ dm}^3 / 4 = 0,460 \text{ dm}^3$$

$$\varepsilon = \text{Alkuperäinen puristussuhde} = 9,0:1$$

Palotilan muodon pinta-alan määrittäminen:

Sylinterikannessa olevan palotilan muodon (kuva 3) määritin painamalla paperin palotilaa vasten, jolloin paperiin muodostui seuraavanlainen kuvio (kuva 2).



KUVA 2. Palotilan muoto.



KUVA 3. Muokkaamaton palotila

Kuviosta määritin mittaamalla ympyrän säteen (r) mittaamalla ja sektorin janteen (k). Ympyrän alasta piti vähentää kaksi kertaa sektorien ala, jolloin saatiin jäljelle jäänyt palotilan pinta-ala, joka kuviossa on valkoinen alue.

Kulman α , määrittäminen tapahtui sini-lauseen (2) avulla:

$$\frac{r}{\sin 90^\circ} = \frac{k/2}{\sin \alpha/2} \Rightarrow \frac{41,5 \text{ mm}}{\sin 90^\circ} = \frac{23,0 \text{ mm}}{\sin \alpha/2} \Rightarrow \sin \alpha/2 = \frac{23 * \sin 90^\circ}{41,5} \quad (2)$$

$$\Rightarrow \sin \alpha/2 = 33,36^\circ \Rightarrow \alpha = 66,7^\circ$$

Sektorin alan määritin yhtälön 3 mukaan:

$$A_s = \frac{r^2}{2} \left[\frac{\alpha}{180^\circ} \pi - \sin \alpha \right] = \frac{41,5 \text{ mm}^2}{2} \left[\frac{66,7^\circ}{180^\circ} \pi - \sin 66,7^\circ \right] = 211,6 \text{ mm}^2 \quad (3)$$

Ympyrän alan määritin yhtälön 4 mukaan:

$$A_y = \pi * r^2 = \pi * (41,5 \text{ mm})^2 = 5410,6 \text{ mm}^2 \quad (4)$$

Palotilan alan määritin yhtälön 5 avulla:

$$A_p = A_y - 2 * A_s = 5410,6 \text{ mm}^2 - (2 * 211,6 \text{ mm}^2) = 4987,4 \text{ mm}^2 \quad (5)$$

Palotilan muodon pinta-ala on selvitetty. Kokeilemalla selvitin, kuinka monta millimetriä kantta on laskettava, jotta puristussuhde olisi noin 11,0:1. Sylinterikannen laskeaminen 2,2 millimetriä tuottaa halutun puristussuhteen. Seuraavaksi on laskettu palotilavuuden muutos, jonka kautta uusi puristussuhde.

Palotilasta pienenee tilavuus yhtälön 6 mukaisesti:

$$V = 2,2 \text{ mm} * 4987,4 \text{ mm}^2 = 10972,3 \text{ mm}^3 = 0,0109723 \text{ dm}^3 \quad (6)$$

Muutos palotilassa yhtälön 7 mukaan:

$$0,0575 \text{ dm}^3 - 0,0109723 \text{ dm}^3 = 0,0465277 \text{ dm}^3 \quad (7)$$

Matematiikan kaavat lähteestä [5, s.28-29].

Uusi puristussuhde laskettiin yhtälön 8 mukaan:

$$\varepsilon = \frac{V_h}{V_c} + 1 = \frac{0,460 \text{ dm}^3}{0,0465277 \text{ dm}^3} = 10,89 \approx 10,9:1 \quad (8)$$

Todellisen palotilan tilavuus voidaan selvittää mittaamalla. Kannen palotila täytetään petrolilla ja mitataan ruiskutetun petrolin määrä, jolloin tiedetään palotilavuus sylinterikannessa. Männän ollessa ylimmässä kohdassaan voidaan mitata samalla tavalla sylinterin puolelle jäävä palotilavuus.

Puristussuhdetta olisi voinut kasvattaa koneistamalla sylinterilohkosta materiaalia pois, jolloin palotilavuus sylinterin osalta olisi pienentynyt. Vaihtoehto olisi ollut myös vaihtaa männät, joissa olisi ollut suurempi männänlaki. Kuitenkin edullisimmaksi tavaksi osoittautui koneistaa sylinterikannesta materiaalia samalla kun venttiilin istukat koneistettiin.

Puristussuhteen muutoksen vaikutus moottoritehoon teoreettisesti:

Kuvitellaan moottoritehon olevan riippuvainen ainoastaan termisestä hyötysuhteesta. Lasketaan terminen hyötysuhde käyttäen alkuperäistä puristussuhdetta yhtälön 9 mukaisesti:

$$\eta = 1 - \varepsilon^{1-1,35} = 1 - 9,0^{1-1,35} = 0,536 \quad (9)$$

η = Terminen hyötysuhde

ε = Alkuperäinen puristussuhde 9,0:1

Lasketaan ominaiskulutuksen kautta moottorin teho, johon verrataan puristussuhteen muutoksen aiheuttamaa tehonmuutosta yhtälön 10 avulla.

$$b_e = \frac{86}{\eta} = \frac{86}{0,536} = 160,5 \text{ g/kWh} \quad (10)$$

b_e = Polttoaineen ominaiskulutus (g / kWh)

η = Terminen hyötysuhde

Saadaan moottorin laskennalliseksi tehoksi yhtälön 11 mukaan:

$$p_{eff} = \frac{V_b * \delta_b * 3,6}{0,01 * b_e} = \frac{\left(\frac{1}{13} * \frac{1,840 \text{ dm}^3}{2}\right) * 765 \frac{\text{g}}{\text{dm}^3} * 3,6}{0,01 * 160,5 \text{ g/kWh}} = 87,7 \text{ kW} \quad (11)$$

$$\delta_b = \text{Polttoaineen tiheys} = 765 \text{ g/dm}^3$$

$$V_b = \text{Sylinterin täytös} = \text{kahden sylinterin täytöstilavuus} = \frac{1}{13} * \frac{1,840 \text{ dm}^3}{2}$$

Saatu tulos 87,7 kW, on laskennallinen teho, johon verrataan tehonmuutosta, jonka puristussuhteen nosto aiheuttaa.

Lasketaan terminen hyötysuhde uudelle puristussuhteelle yhtälön 12 avulla:

$$\eta_U = 1 - \epsilon_U^{1-1,35} = 1 - 10,9^{1-1,35} = 0,566 \quad (12)$$

η_U = Terminen hyötysuhde uudella puristussuhteella

ϵ_U = Muutettu puristussuhde 10,9:1

Lasketaan taas ominaiskulutuksen kautta moottorin teho, joka on kasvanut puristus-
suhteen noston ansiosta yhtälön 13 mukaan:

$$b_e = \frac{86}{\eta} = \frac{86}{0,566} = 151,9 \text{ g/kWh} \quad (13)$$

b_e = Polttoaineen ominaiskulutus (g / kWh)

η = Terminen hyötysuhde

Saadaan moottorin laskennalliseksi tehoksi yhtälön 14 avulla:

$$p_{eff(uusi)} = \frac{V_b * \delta_b * 3,6}{0,01 * b_e} = \frac{\left(\frac{1}{13} * \frac{1,840 \text{ dm}^3}{2}\right) * 765 \frac{\text{g}}{\text{dm}^3} * 3,6}{0,01 * 151,9 \text{ g/kWh}} = 92,7 \text{ kW} \quad (14)$$

$$\delta_b = \text{Polttoaineen tiheys} = 765 \text{ g/dm}^3$$

$$V_b = \text{Sylinterin täytös} = \text{kahden sylinterin täytöstilavuus} = \frac{1}{13} * \frac{1,840 \text{ dm}^3}{2}$$

Teoreettinen moottoritehon nousu saadaan laskemalla yhtälön 15 kautta:

$$p_{eff(uusi)} - p_{eff} = 92,7 \text{ kW} - 87,7 \text{ kW} = 5 \text{ kW} \quad (15)$$

Teho hevosvoimina:

$$5 \text{ kW} * 1,36 = 6,8 \text{ HP}$$

Lopputuloksena voi todeta, että 2,2 millimetrin sylinterikannen laskeminen nostaa puristussuhteen 10,9:1, ja teho kasvaa teoreettisesti 6,8 hevosvoimaa.

Laskennassa käytetyt kaavat lähteestä [3, s.457-459].

3.2 Sylinterikansi ja venttiilit

Nelitahtisessa polttomoottorissa ei millään viritystoimenpiteillä ole mahdollista saada aikaiseksi suuritehoista moottoria, mikäli sylinterikannen imu- ja pakokanavat sekä imu- ja pakoventtiilit eivät kykene toimittamaan tarpeeksi uutta tuoretta imuilman ja polttoaineen seosta sylintereihin ja samalla viemään pois tehokkaasti työtahtien pakokaasuja.

Sylinterikannen parannustoissa on otettava huomioon, miten parannettu polttoaineseos saataisiin poltettua tehokkaasti. Sylinterikannen virtausmittaus osoittaa ainoastaan, miten hyvin kannen muutostöissä on onnistuttu.

Mahdollisimman tehokkaan- ja samalla myös mahdollisimman polttoainetaloudellisen toiminnan kannalta on tärkeää, että imuilman virtausnopeus sylinterikannen imukana- vissa pysyy riittävän suurena. Muutoin imuilman sekaan suihkutettava polttoaine ei sekoitu kunnolla ilmaan. Bensiniin jääminen pisaroiksi alentaa moottoritehoa ja samalla kasvattaa polttoaineenkulutusta. [2, Luku 3, s.1.]

Mazdan moottorin sylinterikansi on kahdella yläpuolisella nokka-akselilla varustettu. Imu- ja pakokanavat sijaitsevat eri puolilla, jolloin sylinterikannen hengitys on hyvä, koska virtaus tapahtuu niin sanotusti läpihengittävästi. Sytytystulppa sijaitsee keskellä palotilaa, jolloin polttoaineen palamistehokkuus on hyvä. Sytytystulpan kipinän sytyttämällä liekki-rintamalla on edettävänään yhtä pitkä matka joka suuntaan.

Mazdan sylinterikannen kanaville ei ollut tarvetta tehdä suurempia muodonmuutoksia. Imu- ja pakokanavista hiottiin karkeimmat valujäljet pois ja kanavat kiilloitettiin, jotta virtauksella ei olisi vastusta. Kanavien kokoa ei ole järkeä kasvattaa, koska suuret kanavat hidastavat virtausnopeutta, jolloin sylinteriin virtaa vähemmän ilmaa ja polttoaineen seosta. Huomiota kiinnitettiin kanavia hioessa venttiilin istukoiden läheisyyteen. Kanavien muotojen on oltava jouheita venttiilin lautasen lähellä, koska virtaus

sylinteriin ja sieltä pois tapahtuu venttiililautasen reunojen kautta. Tehtaan jäljiltä venttiilin istukkarenkkaan koneistaminen oli jättänyt terävät reunat (kuva 4) imukanavaan, jotka hion pyöreiksi (kuva 5).



KUVA 4. Muokkaamaton imukanava **KUVA 5. Muokattu imukanava venttiilistukkarenkkaan kautta kuvattuna.**

Venttiilien lautasten kokoa en lähtenyt suurentamaan. Mazdan moottori on 16 venttiilinen, jolloin sylinteriä kohden on kaksi imu- sekä pakoventtiiliä. Moottorin hengittävyys ei siis jää kiinni venttiilien koosta. Huomiota kiinnitin venttiilien istukoihin tiivyyden ja virtauksien parantamisen osalta. Istukat koneistettiin terällä, jossa on kolme eri pintaa eli alakavennus, tiivistepinta ja yläkavennus. Ala- ja yläkavennuksilla pyöristettiin venttiilin istukoiden suorat pinnat, jolloin kaasunvaihto paranee. Tiivistepinta hiottiin uudelleen, jotta ohivuotoa venttiileissä ei olisi niiden kiinni ollessa. Vaihtoehtona ala- ja yläkavennukselle olisi ollut venttiilien istukoiden kulmien hiominen suoriaksi eikä pyöristää. Kokemusten perusteella pyöristys on osoittautunut virtausmittauksissa paremmaksi vaihtoehdoksi monessa tapauksessa. Pyöristyksen säteen valitsi koneistaja kokemustensa perusteella.

Sylinterikannelle en itse suorittanut virtausmittausta. Mittauksella olisi nähnyt muutostöiden vaikutuksen virtausarvoon. Mazdan vakiosylinterikannen virtauksia on mittaanut Varkaudessa sijaitseva yritys PJK-kansityö. Yrityksen tietojen mukaan Mazdan vakiosylinterikannen virtaukset riittävät noin 200 hevosvoiman tehoon, ilman muutoksia. Budjetin rajallisuuden takia jätin virtausmittauksen suorittamatta.

Yksi tärkeä asia virtauksen parantamisen kannalta on kohdistaa imusarja sylinterikanteen, jos käytetään alkuperäistä imusarjaa. Sylinterikansi on valettu, samoin kuin imu-

sarja, jolloin valusta saattaa tulla epätasainen. Valun epätasaisuudet saattavat muodostaa kynnyksen sylinterikannen ja imusarjan välille, jolloin imuilman virtaus rajoittuu. Mazdan kannen sylinterikannen imu- ja pakokanavat hioin terästiivisteeseen muodon mukaan ja imusarjan liitoskohdan myös tiivisteeseen mukaan.

Venttiilin jouset ovat tärkeä osa venttiilien oikea-aikaisen liikkumisen kannalta. Venttiilien joustien jousipaineet ovat oltava oikeanlaiset, jotta venttiili seuraisi tarkalleen nokka-akselin liikettä kaikilla kierrosluvuilla. Mazdan moottorissa säilytin alkuperäiset venttiilijouset, koska nokka-akseleista ei ollut tarkoitus tehdä liian ”kireitä” ja moottorin toiminnan ja kuormituksen kierrosaluetta ei suuremmin muuteta. Alkuperäiset jouset tarkistin kunnoltaan ja mitoiltaan. Alkuperäisten venttiilin jousien riittävyyden muokatuille nokka-akseleille selvitin CAT-Cams nokka-akselivalmistajan tiedoista. Valmistajan mukaan jousien liikematka ja jousipaineet riittävät nokka-akselille, jonka nosto on 11 millimetriä ja asteluku 270. Alkuperäisten jousien käyttö on huomioitu nokka-akselien suunnittelussa. Jousien vaihtaminen jäykempiin olisi lisännyt huomattavasti kustannuksia.

3.3 Nokka-akselit

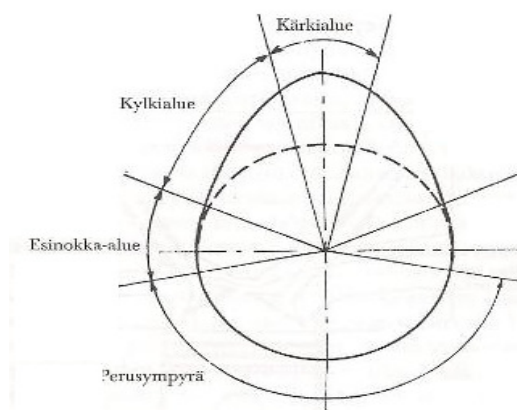
Moottorin imu- ja pakoventtiileitä availeva ja sulkeva nokka-akseli on varmasti sellainen moottorinosa, joka kautta aikain on ollut yksi pääasiallisimmista ja kiehtovimmista aiheista moottoreiden ammatti- ja amatöörivirttäjien keskuudessa.

Nokka-akselilla on oma ratkaisevan tärkeä merkityksensä moottorin hengitykseen ja tehokkuuteen, ja ylipäättänsäkin koko moottorin toimintaan ja luonteeseen. Nokka-akselien vaihtaminen ”kireämpiin”, eli enemmän asteita ja nostoa sisältäviin, tuo lähes poikkeuksetta noin kymmenen prosenttia tehoa lisää. Nokka-akselien asteluku kuvaa venttiilien aukioloaikaa kampiakselin asteina mitattuna. [2, Luku 5, s.1.]

Mazdan moottorin alkuperäinen imunokka-akseli oli nostoltaan 9,0 millimetriä ja asteluvultaan 254 astetta. Pakonokka-akseli oli nostoltaan 9,0 millimetriä ja asteluvultaan 235 astetta. Alkuperäiset nokka-akselit ovat päästöihin liittyvien säädösten takia tehty eri laiset keskenään. Alkuperäisten nokka-akselien ilmoitetut asteet eli venttiilien aukioloajat ovat ilmoitettu ilman venttiilin välystä hydraulisilla nostajilla. Nokka-akselien nostot ovat vakio moottorien luokkaa. Viritetyissä kilpamoottoreissa nostot

ovat 11 millimetristä ylöspäin, riippuen mitä moottorilta vaaditaan. Kilpamoottorien ”kireät” nokka-akselit ovat asteluvultaan 270 asteesta ylöspäin.

Nokka-akselien muoto eli profiili vaikuttaa olennaisesti venttiilien liikkeeseen nokka-akselin pyöriessä. Nokka-akselin jokainen nokka muodostuu perusympyrästä, esinokka-alueesta sekä nokan kylki- ja kärkialueista. Vakionokka-akseliin verrattuna viritysnokka-akselissa on pääsääntöisesti lyhyempi esinokka-alue. Kylkialue (kuva 6) on sen sijaan viritysnokka-akselissa pitempi ja jyrkempi venttiilin avaamiseksi nopeammin ja sen pitämiseksi avoimena kauemmin. [2, Luku 5, s.4.]



KUVA 6. Nokka-akselin käsitteet
[2, Luku 5, s.4]



KUVA 7. Mazdan hiottu nokka-akseli

Mazdan nokka-akselien suunnittelussa oli lähdettävä liikkeelle siitä, että nokan asteita ja nostoa on lisättävä. Nokka-akselien hionta (kuva 7) on halvin ratkaisu hankkia viritysnokka-akseli. Otin yhteyttä lapualaiseen koneistajaan Erkki Rintakariin, jolla on vuosien kokemus nokka-akselien hiomisesta ja suunnittelusta. Yhteistuumin päädyimme ratkaisuun hioa nokka-akselin perusympyrää niin, että nostoa saataisiin 2 millimetriä lisää. Samalla nokan profiili hiottaisiin niin, että asteluvuksi tulisi imu- sekä pakonokalle 285 astetta. Nokka-akselien ajoitusten avulla saavutettu tehonlisäys pitäisi näkyä lisääntyneenä tasaisena vääntönä ja tehona.

Nokka-akselien hionnan jälkeen akselit on käsiteltävä uudestaan, jotta pinta saataisiin kulutusta kestäväksi. Fosfatointi on menetelmä, jolla saadaan nokka-akselin pintaan ohut kalvo, joka estää nokka-akselin kulumisen liukuvassa kosketuksessa venttiilin paininkuppien kanssa. Nokka-akselien perusympyrän pienentämisen johdosta on venttiilin paininkuppia nostettava 2 millimetriä ylöspäin, koska nokka-akselin perusympy-

rää on pienennetty. Muutoin venttiilin välykset jäisivät liian suuriksi ja havaittavissa olisi kolinaa ja tehon puutetta. Venttiilin varren jatkoksi asensin 2 millimetrin paksuiset ”hatut”, jotka pysyvät paikallaan venttiilin paininkupin asentamisen jälkeen. Mazdan moottorissa on hydraulisen paineen avulla säätyvät venttiilin paininkupit, jotka määräävät venttiilin välyksen moottorin pyöriessä. Venttiilinvälysten säädön muuttaminen hydraulisen sijaan kiinteäksi olisi ollut vaihtoehto, jolla nokka-akselin liike venttiilin liikkeeksi välittyisi tarkemmin. Kuitenkin kustannuksia olisi tullut liikaa kiinteiden nostajien ja venttiilin jousten hankinnasta. Samalla välysten säätäminen olisi muuttunut vaikeammaksi.

Nokka-akselien ajoitus on hyvin tärkeä moottorin luonteen ja haluttujen tehojen osalta. Nokka-akselin ajoituksella tarkoitetaan sitä, missä kohdassa männän liikkeeseen nähden imu- ja pakoventtiilit avautuvat ja sulkeutuvat. Toisin sanoen oma merkityksensä on myös nokka- ja kampiakselin keskinäisellä asennolla. [2, Luku 5, s.10.]

Nokka-akselien koneistaja ilmoittaa ajoitusarvon venttiilin avautuman millimetreinä tai astelukuna yläkuolokohdassa. Mazdan nokka-akselien ajoitus tapahtui mittakellon avulla. Venttiilin avautuma ilmoitettiin millimetreinä, ja ajoitus käännettiin kohdalleen mittakellon avulla. Ajoitus tapahtui venttiilien paininkuppien ollessa paineistettuina öljystä, jolloin välystä ei ollut lainkaan. Hydraulisen paininkupin vaarana on ajoitusta kohdalleen laitettaessa olla hieman vajaa öljystä, jolloin todellinen venttiilin avautuma saattaa olla enemmän tai vähemmän, kuin mitä haluttaisiin. Imuventtiilin ajoitusarvo oli 2,5 mm ja pakoventtiilin ajoitusarvo oli 2,0 mm. Nokka-akselien hihnapyörien kiilat jouduin muuttamaan eri paikkaan ajoituksen muuttumisen takia. Nokka-akselien päähän porattiin reikä ja asennettiin tappi. Nokkapyörien kiilaurat hion hieman soikeaksi, jotta nokka-akselien ajoitusta voidaan hienosäätää dynamometrissä. Ajoituksen todellinen hyöty saavutetaan vasta dynamometrissä autoa säädettäessä. Valmistajan ilmoittamalla ajoituksella on helppo päästä suuntaa antavaan tulokseen, mutta lopulliseen ajoitukseen vaikuttaa haluttu teho, vääntö ja haluttu moottorin käyttöalue.

3.4 Pakosarja ja pakoputkisto

Pakoputkiston itsestään selvänä päätarkoituksena on johtaa moottorin sylintereistä purkautuvat pakokaasut auton taakse ja lisäksi tämä pakokaasujen poisjohtaminen pitää useimmiten tehdä siten, että moottorin äänet samalla vaimenevat siedettävälle tasolle. Pakoputkiston oikealla suunnittelulla voidaan erittäin merkittävästi vaikuttaa moottorin kaasunvaihtoon eli hengitykseen ja sitä kautta myös moottorin tehokkuuteen ja vääntöominaisuuksiin. [2, Luku 10, s.1.]

Moottorin sylinterit on saatava mahdollisimman tarkoin tyhjennettyä edellisen työtahdin aikana syntyneistä pakokaasuista, jotta uutta polttoaineseosta saataisiin sylintereihin mahtumaan mahdollisimman paljon. Mitä suurempi on moottorin kuormitus ja mitä korkeampi käyntinopeus, sitä tehokkaammin moottorin sisään- ja uloshengityksen eli polttoaineseoksen sisään ottamisen ja pakokaasujen poistamisen on tapahduttava, jotta moottori pystyisi kehittämään maksimaalisen moottoritehon.

Pakoputkiston tulisi olla sellainen, että pakokaasut pääsevät virtaamaan pois moottorin sylintereistä mahdollisimman vähäisin virtausvastuksin ja että pakoventtiilin luona vallitseva vastapaine on niin pieni kuin suinkin pakoventtiilin ollessa avoimena kyseisen sylinterin pakotahdin loppupuolella. Oikeaoppisesti suunnitellulla pakosarjalla ja pakoputkistolla on mahdollista saada aikaan tilanne, jossa pakoventtiilin luona vallitsee lievä alipaine pakoventtiilin ollessa vielä avoimena pakotahdin lopussa ja imutahdin alussa. [2, Luku 10, s.2.]

Pakosarjoja on olemassa eri tyyppisiä virityskäyttöön. Pakosarja 4-2-1 (kuva 7) on sellainen jossa sylinteristä lähtevät putket yhtyvät pareiksi, minkä jälkeen parit yhtyvät yhdeksi putkeksi. Putkien keskinäisellä sijoittelulla on tärkeä merkitys, eli mitkä putket yhtyvät toisiinsa, koska toisen sylinterin pakotahti saattaa olla toisen sylinterin imutahdin aikana voimassa. Näin ollen ei turhaan estetä sylinterintäytöstä pakokaasulla. 4-2-1-tyyppisellä pakosarjalla saadaan aikaiseksi paremmat moottorin teho- ja vääntöominaisuudet alemmilla käyntinopeuksilla, mutta huipputeho kärsii.

Toinen yleisesti käytetty pakosarjatyyppe on 4-1-pakosarja (kuva 8). Sylintereistä lähtevät putket yhdistyvät yhdeksi putkeksi kollektorin eli liitoskohdan avulla. Putkien keskinäinen sijoittelu ja pituus ovat ratkaisevia tekijöitä tehon kannalta. Sylinterien 1

ja 4 putket tulevat vierekkäin kollektorille ja vastaavasti sylinterien 2 ja 3 putket vierekkäin kollektorille. 4-1-tyyppisellä pakosarjalla saavutetaan moottoritehon maksimi korkeille kierroksille, mutta tehon kierroslukualue muuttuu kapeaksi.



KUVA 7. 4-2-1-Tyyppinen pakosarja



KUVA 8. 4-1-Tyyppinen pakosarja

Mazdan pakosarjaksi valitsin 4-1 tyyppisen pakosarjan. Pakosarjan valintaan vaikutti moottorin alkuperäisen tehon kierrosluvun ollessa 5500 rpm, eli korkeilla kierroksilla. Pakosarjan tyyppin valintaan vaikutti myös valmistustapa. Kuopiolainen pakosarjojen valmistaja pystyi tekemään ainoastaan 4-1 tyyppisen pakosarjan.

Pakosarjan valmistusta ennen täytyi pakosarjalle laskea putkien pituudet ja putken halkaisija. Pakosarjan mitoituksella saadaan suuntaa antavat mitat, joiden mukaan pakosarja voidaan valmistaa. Tärkeää on valmistaa pakosarja taivuttamalla putket yhtenäisestä putkesta alusta loppuun, jotta virtausta hidastavilta saumoilta välttyttäisiin.

Pakosarjan mitoitus tapahtui yhtälöiden 16 ja 17 mukaan [2, Luku 10, s.9-20.]:

Pakosarjan alkuputkien pituus:

$$P = \frac{850 \cdot ED}{rpm} - 3 = \frac{850 \cdot (180^\circ + 60^\circ)}{5500} - 3 = 34,1 \text{ tuumaa} \Rightarrow 34,1 \cdot 25,4 \text{ mm} = 866 \text{ mm} \quad (16)$$

P = Alkuputkien pituus tuumina

ED = 180° + pakovernttiilin avautumisennakko asteina, Mazdan pakovernttiilin avautumisennakko nokka-akselin muokkaajan ilmoittama = 60°

rpm = Moottorin käyntinopeus, jolle pakosarja halutaan virittää

Pakosarjan alkuputkien halkaisija:

$$ID = \sqrt{\frac{cc}{(P+3)*25}} * 2,1 = \sqrt{\frac{460cm^3}{(34,1+3)*25}} * 2,1 = 1,48 \text{ tuumaa} \Rightarrow 1,48*25,4 \text{ mm (17)}$$

$$= 37,6\text{mm}$$

Pakoputken ulkomitaksi valitsin siis standardin putken mitan 38 mm.

Pakosarjan valmistajalle ilmoitin, että pakosarjan putkien pituudeksi pitäisi tulla noin 860 mm ja putkenhalkaisijaksi 38 mm (kuva 9). Parasta mahdollista pakosarjaa ei kuitenkaan voi välttämättä saada pelkän laskennan avulla, joten monessa tapauksessa parhaan mahdollisen hyödyn pakosarjasta saa kokeilemalla putkien pituuksien vaikutusta (kuva 10). Mazdan pakosarjan putkien pituudeksi toteutettiin 700 millimetriä ja jatkopaloja 50 millimetrin välein. Pisin pakosarjan putken pituus oli 900 millimetriä. Pakosarjasta tehtiin siis pituussäädettävä välillä 700 mm – 900 mm. Putkien sovitusta tehtiin levittämällä putkien päitä niin, että putket menevät päällekkäin ja ovat tiiviitä ilman sauman hitsaamista. Tuloksia pakosarjan pituuden vaikutuksesta tarkastellaan dynamometrimittaus kohdassa.



Kuva 9. Mazdaan tehty peltipakosarja 4-1



Kuva 10. Pakosarjan jatkoputket

Pakosarjan sylinterikanteen kiinnitettävä laippa toteutettiin CAD-piirustusten pohjalta laserleikkaamalla, jolloin tarkkuus oli parasta mahdollista. CAD-piirustukset tein alkuperäisen pakosarjan terästiivisteestä. Sylinterikansi kohdistettiin saman tiivisteeseen mukaan, jotta virtausvastusta ei tulisi liitoskohtaan.

Pakosarjan jälkeinen pakoputkisto:

Pakosarjan jälkeisellä pakoputkistolla on moottorin hyvän uloshengityksen ja pakokaasujen tehokkaan virtauksen kannalta yhtä tärkeä merkitys kuin oikein toimivalla pakosarjallakin. Pakoputkiston on oltava kokonaisuudessaan riittävän kookas ja vähävastuksinen, ja tämä vaatimus luonnollisesti koskee myös pakoputkistossa sijaitsevia katalysaattoreita ja äänenvaimentimia. [2, Luku 10, s.19]

Pakoputken tulee olla läpimitaltaan moottorin iskutilavuuteen ja viritysteeseen nähden riittävä, eikä pakoputkessa saisi olla yhtään jyrkempiä mutkia kuin on välttämätöntä.

Mazdan pakoputkiston tein kokonaan uuden. Katalysaattori poistui putkistosta ja kahden äänenvaimentimen sijaan autoon asennettiin yksi läpivirtaava äänenvaimennin, joka on läpimitaltaan samankokoinen kuin laskennallinen putken läpimitta.

Putken ulkohalkaisijan laskin yhtälön 18 mukaan [2, Luku 10, s.20]:

$$ID = \sqrt{\frac{cc*2}{(P+3)*25}} * 2 = \sqrt{\frac{460cm^3*2}{(34,1+3)*25}} * 2 = 1,99 \text{ tuumaa} \Rightarrow 1,99*25,4 \text{ mm} = 50,5 \text{ mm}$$

(18)

Laskennalliseksi putken ulkohalkaisijaksi saadaan näin 50,5 mm. Yleisesti myynnissä olevista pakoputkitarvikkeista valitsin 55 mm putken, koska siihen oli olemassa oikeanlainen läpivirtaava äänenvaimennin. Putken halkaisijaksi tuli laskennallista suurempi, että virtausvastusta ei tulisi. Pakoputkesta tein suoran, jonka loppupäähän asensin äänenvaimentajan.

3.5 Imuilman virtaus

Imuilman virtausreitillä tulisi olla mahdollisimman vähän minkäänlaisia virtausvastuksia, jotta moottorin sylinterit saataisiin aina niin täyteen suuritiheyksistä ilmaa kuin suinkin mahdollista. Mikäli normaalin sarjatuotantoauton vakioimmoittorin imuilmapiutkistossa jokin kohta toimii ilman virtaamista rajoittavana tulppana, voidaan olla täysin varmoja siitä, että moottorin viritysstetta nostettaessa kyseinen kohta toimii entistäkii suurempana tulppana. Olipa kyseessä millainen moottori hyvänsä ja sen viritysstte mikä tahansa, niin ylimääräisen virtausvastuksen poistaminen ilman kulku-reitiltä vaikuttaa aina positiivisesti moottorin toimintaan ja tehokkuuteen.

Ei ole lainkaan harvinaista, että imuilmian virtaamista ja sen myötä moottoritehoa rajoittavana tulppana toimiiikin jokin muu imuilmaputkiston kohta kuin ilmansuodatin. Esimerkiksi itse ilmanpuhdistin kotelo kansineen ja ilmaputkineen, joka on monesti suunniteltu kaikkea muuta kuin imuilmian vapaata virtausta silmällä pitäen. Esimerkiksi tehdasvalmisteisissa autoissa ilmanpuhdistin toimii imuäänenvaimentajana. [2, Luku 2, s.1.]

Mazdan moottorissa oleva ilmanpuhdistajan kotelo on muotoiltu niin, että se vaimentaa imuääniä. Rakenteesta johtuen siinä on kaksi ilman sisääntuloa. Toista kautta sisään tulee viileä ilma ja toista kautta moottoritilasta lämmin ilma, jotta imuilma ei pääsisi jäätymään. Koteloon tulevat ilmaputket ovat melko pienet kooltaan, joten ne varmasti rajoittavat sisään imetyn ilman määrää.

Ilmanpuhdistimen koteloiineen korvasin vapaasti hengittävällä ilmansuodattimella (kuva 11). Ilmansuodatin on kartio-tyyppinen, ja sen virtausta rajoittavat ominaisuudet ovat minimaaliset. Suodattimen liitoskappaleesta tein kartionmuotoisen, jolloin puhdistajaan tuleva kiinnityskohta on suurempi kuin ilmamäärämittariin tuleva kiinnityskohta. Näillä muutoksilla ilmanpuhdistajasta aiheutuvat virtausvastukset saatiin minimoitua.



KUVA 11. Vapaasti hengittävä ilmansuodatin

Moottoritilassa olevan ilman lämpötila kohoaa hyvin helposti yli 30 celsiusasteen ulkoilman lämpötilaa suuremmaksi. Moottorin imuilman lämpötilan kohoaminen seitsemällä asteella tarkoittaa aina moottoritehon putoamista likimain yhdellä prosentilla. Moottorin tulisi aina saada hengitettäväkseen niin viileää ja suuritiheyksistä ilmaa kuin suinkin on mahdollista. [2, Luku 2, s.4.]

Mazdan moottorin vapaavirtausilmanpuhdistajan sijoitin mahdollisimman etäälle moottorista, jotta lämmön aiheuttamaa haittavaikutusta ei olisi. Ilmanpuhdistajan eristin ympäristöstä alumiinilevyllä, jonka avulla ajoviima saadaan imettyä ilmanpuhdistajaa kohden.

Moottorin imuilma joutuu kulkemaan ilmanmääränmittarin läpi, ja näin ollen on tietystikin selvää, että ilmamääränmittarin omalla virtausvastuksella on mittarityypistä riippuen enemmän ja tai vähemmän vaikutusta siihen, kuinka vapaasti imuilma pääsee moottoriin kulkemaan. Moottorinvirittäjän kannalta ja imuilman vapaan virtaamisen kannalta paras ilmamääränmittarityyppi on kuumalankatyypinen mittari, sillä se ei rajoita ilman virtaamista suuressa määrin. [2, Luku 2, s.9.]

Mazdan moottorissa on ilmanmääränmittari, joka on toteutettu läppätyyppisellä mittauksella. Mittarin huonopuoli on se, että se rajoittaa ilman virtausta. Virtaava ilma painaa läppää auki sitä enemmän, mitä suurempi on imetyn ilman määrä. Muutoksia ilmamääränmittariin en Mazdan kohdalla ryhtynyt. Mittarin poistaminen tai korvaaminen olisi vaatinut uuden moottorinohjausjärjestelmän, joka olisi ymmärtänyt uuden mittarin mittauksesta saatua tietoa. Mittarin vaihto tai korvaus olisi ollut liian suuri kustannus kyseiseen projektin budjettiin. Imuilman osalta Mazdan moottoriin tein kaiken, mikä helpoiten ja edullisimmin oli toteutettavissa imuilman saannin parantamisessa.

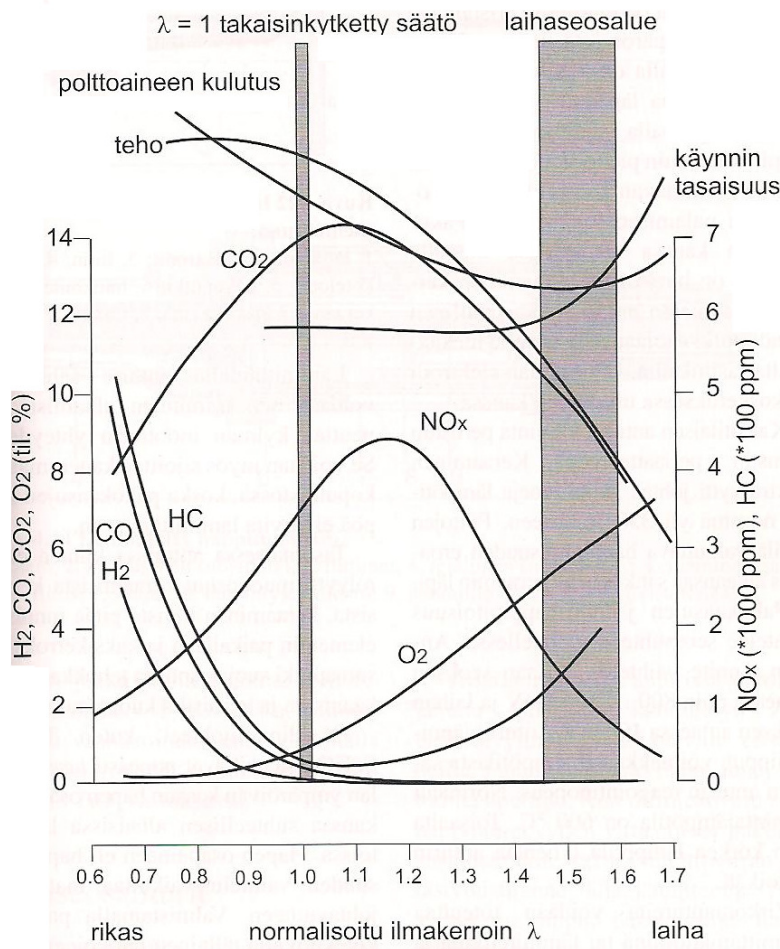
3.6 Polttoaineen suihkutusalitteet

Moottori ei toimi pelkällä bensiinillä, vaan bensiini on sekoitettava mahdollisimman huolellisesti tiettyyn määrään happea, kuten jo aikaisemmin on selvitetty, jotta saadaan aikaan syttymiskelpoinen ja hyvin palava polttoaineseos. Täydellisesti palaakseen yksi kilogramma bensiiniä vaatii suunnilleen 3,4 kg happea. Tämä palamiseen

tarvittava happi saadaan moottoriin imettävästä ulkoilmasta, jossa happea on likimain 23 painoprosenttia. Yhden bensiinikilogramman täydellistä palamista varten tarvitaan näin ollen noin 14,7 kilogrammaa ilmaa. Tällaista 1:14,7-seossuhdetta kutsutaan teoreettisesti oikeaksi eli stoikiometriseksi seossuhteeksi. Stoikiometrinen seossuhde ei kuitenkaan ole läheskään aina paras mahdollinen sen paremmin moottorin tehokkuuden, käynnin tasaisuuden kuin polttoaineen kulutuksen kannalta, joten seoksen on oltava joko rikas tai laiha. Rikas seos sisältää ilmaa bensiiniin nähden liian vähän eli vähemmän kuin 14,7 kg yhtä bensiinikilogrammaa kohti. Laihassa seoksessa on ilmaa liikaa eli yli 14,7 kg yhtä bensiinikilogrammaa kohti.

Suurta moottoritehoa kaivatessa eli täydellä kaasulla ajettaessa tarvitaan hieman rikkaampaa polttoaineseosta (1:10-1:14), koska vain rikkaalla seoksella moottori pystyy tuottamaan huipputehonsa. Polttoaineen ja ilman seossuhteen pitäisi siis aina olla mahdollisimman sopiva kulloinkin vallitseviin moottorin käyttöolosuhteisiin, jotta moottori toimisi tehokkaasti. [2, Luku 7, s.1.]

Ilmakerroin eli Lambda-arvo kertoo seossuhteen. Stoikiometrinen seossuhde on Lambda-arvoltaan yksi. Rikkaalla seoksella Lambda-arvo on alle yksi ja laihaalla seoksella Lambda-arvo on yli yhden. [4, s.147.]



KUVA 12. Ilmakertoimen vaikutus. [4, s.147]

Kuvasta (kuva 12) selviää tehon riippuvuus Lambda-arvon muutoksesta. Moottoriteho on maksimissaan Lambda-arvon ollessa rikkaalla eli arvoilla 0,7-0,9.

Mazdan moottorissa tavoiteltavaksi Lambda-arvoksi asetin 0,8, jolloin bensiinin ja ilman seoksen osalta moottorin pitäisi pystyä tuottamaan kyseisillä virityksillä mahdollisimman suuri moottoriteho. Tähän päästäkseen moottoriin pitäisi saada syötettyä lisää bensiiniä ruiskutusajan pysyessä alkuperäisenä. Lisääntyneen bensiinin määrän tarve on todennäköisesti suuri, koska moottorin ilmanottoa on parannettu alkuperäisestä ja moottorin hengittävyttä parannettu nokka-akselien ja venttiilien istukoiden muotoilun avulla.

Ensiksi tarkastellaan alkuperäisten suihkutussuutinten riittävyys halutulle moottoriteholle:

Mazdan moottorin valmistaja ilmoittaa alkuperäisten suihkutussuuttimien staattiseksi virtausarvoksi $340 \text{ cm}^3/\text{min}$.

Lasketaan halutulle 150 hevosvoiman teholle riittävä teoreettinen virtausarvo, jonka jälkeen voidaan laskea staattinen virtausarvo:

Teoreettinen virtausarvo yhtälön 19 mukaan [2, Luku 7, s.27-28]:

$$TF = \frac{HP * K}{C} = \frac{150 \text{ hv} * 4,6}{4} = 172,5 \text{ cm}^3/\text{min} \quad (19)$$

TF = Teoreettinen virtaus (cm^3/min)

HP = Moottorin maksimiteho (hv)

K = Kerroin 4,6 vapaasti hengittävälle moottorille

C = Sylinterien lukumäärä

Staattinen virtausarvo yhtälön 20 mukaan [2, Luku 7, s.27-28]:

$$SF = \frac{TF * 100}{N * M} = \frac{172,5 \text{ cm}^3 * 100}{1 * 60 \%} = 287,5 \text{ cm}^3/\text{min} \quad (20)$$

SF = Staattinen virtausarvo (cm^3/min)

TF = Teoreettinen virtaus (cm^3/min)

N = Suuttimien lukumäärä per sylinteri = 1

M = Suuttimien käyttösuhte (%) = 60 %

Saatu staattinen virtausarvo on siis riittävä ($287,5 < 340 \text{ cm}^3/\text{min}$), jonka seurauksena suuttimien kokoa ei tarvitse kasvattaa halutun bensiini-ilma seoksen saavuttamiseksi.

Polttoainesuuttimet ovat auki vain tietyn ajan. Auki- ja kiinnioloajan suhdetta kutsutaan suuttimien käyttösuhteeksi. Käyttösuhte on 100 %, jos suuttimet ovat auki koko ajan. Suuttimien käyttösuhteeksi hyvän tehon kannalta ei ole olemassa suoraa arvoa, mikä sen tulisi olla. Halutun käyttösuhteen löytämiseksi dynamometrisäätö on paras

tapa löytää parhaimmat käyttösuhteet. Viritetyissä moottoreissa kuitenkin käyttösuhteet ovat noin 60-85 prosentin luokkaa. Mazdan laskennassa käytin suutinten käyttösuhteen oletusarvona 60 prosenttia.

Mazdan moottorissa suutinten käyttösuhteeseen ei voi vaikuttaa muuten kuin korvaamalla moottorinohjausjärjestelmä ohjelmoitavalla mallilla. Kuten aikaisemmin olen todennut, korvaaminen on liian suuri kustannus kyseiseen projektiin.

Bensiinin suihkutuspainetta voidaan vaikuttaa bensiinin suihkutuspaineella. Painetta kasvatettaessa lisääntyy suutinten läpi virtaavan polttoaineen määrä. Painetta ei kuitenkaan voi rajattomasti nostaa, koska suuttimet alkavat vuotaa kovalla paineella ja oman rajansa asentaa polttoainepumpun maksimipaine.

Polttoaineen paineen nostamiseksi hankin säädettävän ja mittarilla varustetun polttoaineenpaineensäätimen. Dynamometritestauksessa on mahdollista nostaa polttoaineenpainetta ja tarkastella Lambda-arvon muuttumista ja vaikutusta moottoritehoon. Polttoaineen painetta lähtökohtaisesti lähdin korottamaan, koska moottorin hengittävyys oli parannettu. Siksi oli odotettavissa bensiinin määrän jäävän liian vähäiseksi. Mazdan alkuperäinen polttoaineenpaine on säädetty maksimiarvoltaan 2.8 bar. Säätimen avulla nostin paineen 3,4 barin kohdalle. Säädön vaikutuksista on tarkemmin dynamometritestauksen yhteydessä.

3.7 Vauhtipyörä

Kampiakselin takapäähän pultein kiinnitetty, melkoisen painava vauhtipyörä on tärkeä moottorin alakerran osa, ja ensimmäinen todella merkityksellinen vauhtipyörään liittyvä asia on se, että vauhtipyörän on takuuvarmasti aina pysyttävä kiinni kampiakselissa. Mikäli painava vauhtipyörä pääsee kesken kaiken irtoamaan huippukierroksilla pyörivän kampiakselin päästä, ovat seuraukset tuhoisat.

Moottorin alkuperäisen vauhtipyörän keventämisestä taikka vanhan vauhtipyörän vaihtamisesta kevyempään on vuosien saatossa käyty virittäjien keskuudessa todella monet keskustelut. Nykytietämyksellä voidaan joka tapauksessa sanoa, että mitä pienempiä ovat moottorin alakerran liikkuvat massat, sitä parempi on moottorin kiihty-

vyys ja kierrosherkkyyys, ja siitä seuraa koko auton parempi kiihtyvyys ja suorituskyyky. [2, Luku 11, s.29.]

Kaikissa normaaleissa sarjatuotantoautoissa käytetään poikkeuksetta hyvin painavia vauhtipyöriä, jotta auton moottorin luonne olisi rauhallinen ja käynti tasaista. Vauhtipyörä on hyvä kohde pienentää moottorin pyörivää massaa ja siten parantaa auton suorituskyykyä ei moottoritehoa, koska teho tulee poltettavasta polttoaineesta ei vauhtipyörän pyörimisestä.

Mazdan vauhtipyörän keventämiseen käytin sorvausta. Vauhtipyörän kampiakselin puoleinen kylki oli sopiva kohde materiaalin poistoa ajatellen. Ulkoreunassa oli 15 mm paksu ja 20 mm leveä kohta, jonka poistamisella saatiin vauhtipyörän ulkokehältä painoa poistettua. Aineen poiston kannalta on parasta poistaa ainetta mahdollisimman ulkoa, koska se pienentää huomattavasti vauhtipyörän hitausmomenttia. Mitä pienempi on vauhtipyörän hitausmomentti, sitä pienemmän tehon se vaatii moottorilta pyöriäkseen.

Mazdan vauhtipyörä painoi alun perin 8,0 kg. Keventämällä painoa saatiin pudotettua 0,7 kg, jolloin vauhtipyörän painoksi tuli $8,0 \text{ kg} - 0,7 \text{ kg} = 7,3 \text{ kg}$. Vauhtipyörä oli alun perin kohtalaisen sopivan painoinen moottorin kierrosherkkyyteen nähden. Vauhtipyörästä kevennettiin helpoiten poistettavissa oleva osa, jotta kierrosherkkyyys parani entisestään. Monissa ralliautoissa vauhtipyörät ovat erittäin keveitä 3-5 kilogrammaa.

Vauhtipyörän alkuperäinen hitausmomentti yhtälön 21 mukaan [5, S.112-113]:

$$J_{vapy} = m \cdot \left(\frac{D_i}{2} \right)^2 = 8,0 \text{ kg} * \left(\frac{0,210 \text{ m}}{2} \right)^2 = 0,840 \text{ kgm} \quad (21)$$

m = vauhtipyörän massa = 8,0 kg

D_i = vauhtipyörän halkaisija = 0,210 m

Kevennetyn vauhtipyörän hitausmomentti yhtälön 21 mukaan [5, s.112-113]:

$$J_{vapy} = m \cdot \left(\frac{D_i}{2} \right)^2 = 7,3 \text{ kg} * \left(\frac{0,210 \text{ m}}{2} \right)^2 = 0,766 \text{ kgm} \quad (21)$$

m = vauhtipyörän massa = 7,3 kg

D_i = vauhtipyörän halkaisija = 0,210 m

Kokonaisuudessaan pyörivän massan muodostaa vauhtipyörä, kytkinlevy ja paineasetelma yhdessä. Todellinen hitausmomentti olisi siis suurempi, jos kaikki otetaan huomioon.

Vauhtipyörän kevennyksen jälkeen moottorikoneistamo tasapainotti vauhtipyörän, jotta moottorin turhilta häiriötaajuuksilta säästytettäisiin ja vauhtipyörä ei irtoaisi täristä.

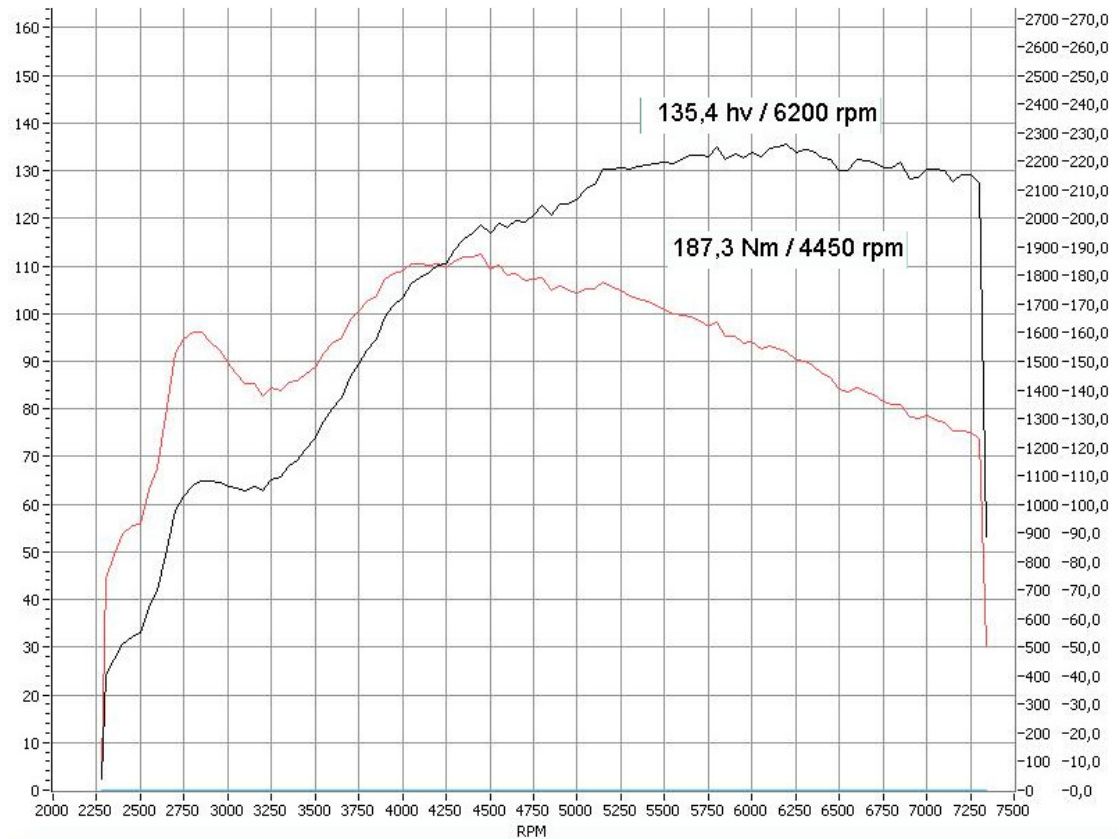
Vaihtoehtona olisi voinut porata reikiä vauhtipyörään ja sillä tavalla poistaa enemmän massaa vauhtipyörästä. Kuitenkin alkuperäinen moottorin kierrosherkkyyks oli hyvä, joten nopein ja edullisin vaihtoehto oli sorvaamalla poistaa massaa ulkokehältä.

4 DYNAMOMETRIMITTAUS

Moottorin käyntikuntoon saannin jälkeen oli vuorossa moottorin säätö ja tehonmittaus dynamometrissä. Säätö tapahtui Iisalmessa Ohenmäenteho nimisessä paikassa. Ohenmäentehon dynamometri on liike-energiaan eli inertiaan perustuva mittauslaite. Auton moottorin teho välitetään voimansiirron ja renkaiden avulla 300 kg painavien rullien pyörintäliikkeeksi. Rullien pyörimisnopeudesta eli kierrosajasta voidaan määrittää rullien kiihdyttämiseen tarvittava auton moottoriteho.

Kalibroinnin jälkeen oli vuorossa ensimmäinen tehonmittaus. Mittauksen johtajan puheiden mukaan ensimmäinen mittaus on todellista moottoritehoa suurempi, koska moottori on kylmä ja se saattaa vaikuttaa moottorinohjauksen säätöön. Ensimmäisen tehonmittauksen tuloksena oli 141 hevosvoimaa 6200 kierroksen kohdalla. Maksimi

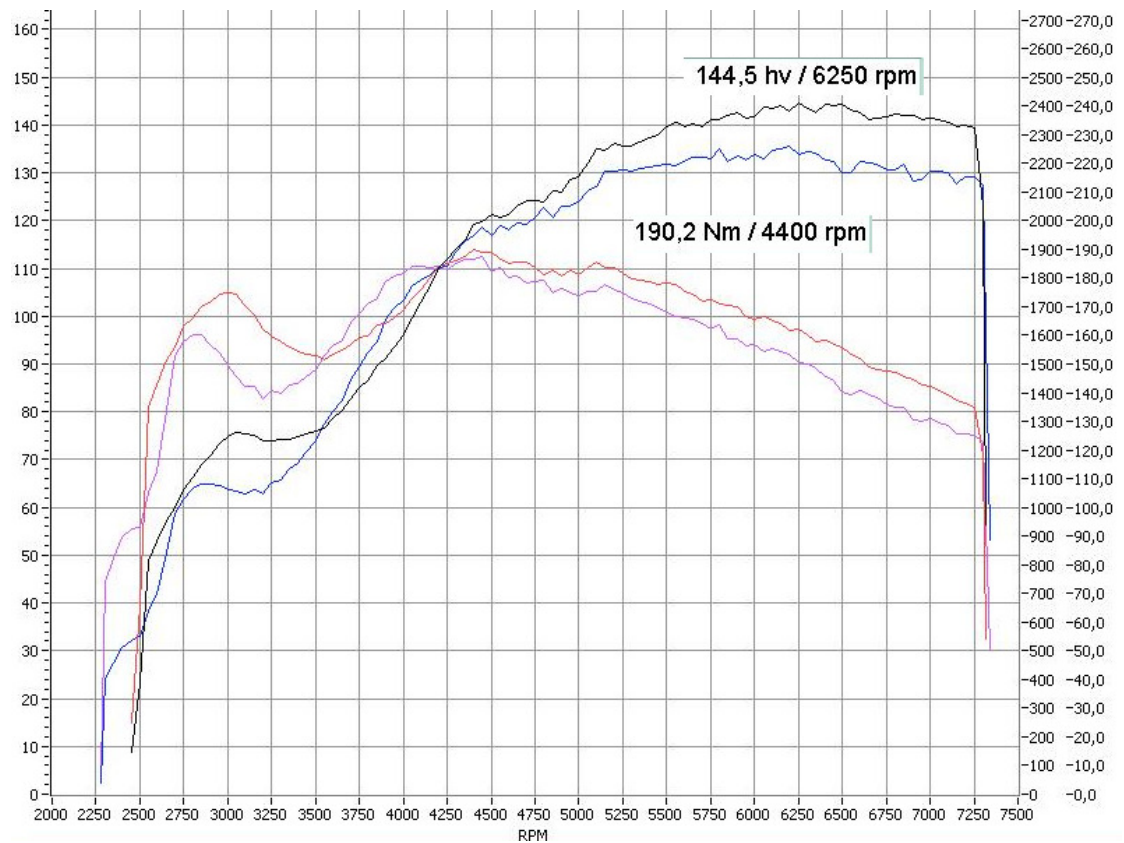
vääntö oli 189 Nm 4500 kierroksen kohdalla. Tämän jälkeen suoritimme kolme kappaletta tehonmittauksia, joiden tulokset olivat samaa luokkaa. Tulos on esitetty kuvassa (kuva 13).



KUVA 13. Dynamometrimittaus tulos 1

Ensimmäisen tehonmittauksen tulos oli hyvä. Tulos saatiin asetuksilla, jossa polttoaineen paine oli 3,3 bar ja peltipakosarjan pituus oli 700 mm + 150 mm jatkopalat, jolloin pakosarjan putkien pituudet olivat 850 mm. Kuvaajan alussa esiintyy notkahdus teho, sekä vääntökäyrässä. Notkahdus johtuu siitä, että kaasuläppä avataan kokonaan kiihdytyksen alussa, joten moottori hieman tukehtuu ilman ylimäärään hetkellisesti. Lambda-arvo ei näy tehonmittaustuloksesta, mutta ohjelma näyttää Lambda-käyrän kierrosluvun funktiona. Lambda-arvo liikkui 0,94 - 0,88 välillä.

Seuraavaan mittaukseen muutettiin imunokka-akselin ajoitusta aavistuksen verran aikaisemmalle, noin 1-2 astetta kampiakselin asteita. Samalla pakosarja lyhennettiin lyhimpään pituuteen, jolloin putkien pituudeksi tuli 700 mm. Bensanpainetta nostettiin 3,3 barista 3,5 bariin. Tehonmittauksia suoritettiin jälleen kolme kappaletta. Tulokset on esitetty kuvassa (kuva 14).



KUVA 14. Dynamometrimitaustulos 2

Kuvassa näkyvät ylemmät teho- ja vääntökäyrät ovat muutosten jälkeen saavutetut. Muutosten jälkeen teho nousi 134,5 hevosvoimasta 144,5 hevosvoimaan. Vääntö kasvoi suhteessa vähemmän, 187,3 Nm:stä 190,2 Nm:iin. Kuitenkin vääntömomentin kasvu näkyy koko kierrosalueella. Kyseisten säätöjen jälkeen ei enää muutettu arvoja, koska tuloksiin oltiin tyytyväisiä. Tehoa ja vääntöä saatiin tasaisesti 5200 kierroksesta aina moottorin rajoittimen kierroksille, eli 7300 kierrokseen asti.

Pakosarjan oikealla pituudella on suuri merkitys moottorin tehoon ja vääntöön. Nokka-akselien rajallisuus näkyy ajoituksen muuttamisessa, käyrien muoto ei paljon muutu. Bensanpaineen korotus muutti Lambda-arvon lähelle 0,84, jolloin ollaan lähellä teoreettista maksimitehon seossuhdetta.

Autoa säädettäessä dynamometrissä olisi voinut hakea raja-arvoja nokka-akselien ajoituksille ja näin olisi nähty, missä vaiheessa teho olisi muuttunut huonommaksi tai paremmaksi. Samalla olisi voinut kokeilla pakosarjan pituuden muuttamista vieläkin pidemmäksi, jolloin pakokaasujen pulssitaajuus olisi voinut muuttua sellaiseksi, että moottoriteho oli kasvanut hieman. Kuitenkin aika ja rahat ovat rajallisia säätöjä tehtäessä, joten halutun tuloksen saavuttamisen jälkeen ei enää muutoksia tehty.

5 TULOKSET

Tuloksia tarkastellessa on otettava huomioon asetettu tehotavoite. Tavoite oli parantaa moottoritehoa 15-20 prosenttia, jolloin moottoriteho olisi 140-150 hevosvoimaa.

Vääntömomentin ja tehon tasaisuus olivat haetut piirteet moottorilta. Saadut tulokset täyttävät tavoitteet.

Tarkasteltavana asiana jokamiesluokan idean säilyttämiseksi haluan tuoda esille Mazdan moottorin rakentamisesta tulleet kustannukset.

5.1 Budjetti

Taulukossa (taulukko 1) on esitetty moottorin rakentamisen ja säätämisen yhteiskustannukset. Mazdan korin kilpa-autoksi rakentaminen maksoi 350 euroa renkaineen.

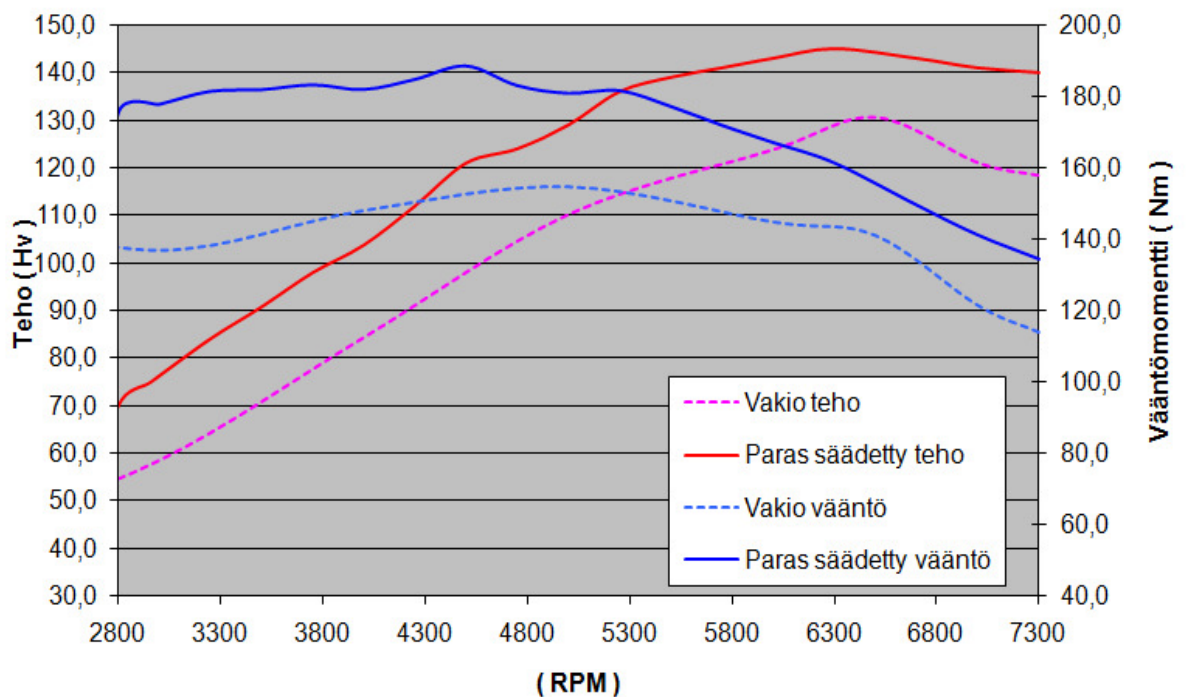
Kokonaisuudessaan auton hinnaksi tulee noin 1400 euroa. Auton myyntihinta kilpailussa on vakio 1150 euroa, joten kilpailukykyisen kilpa-auton rakentaminen ei vaadi 2000-3000 euroa moottorin osalta, kuten aikaisemmin lajin harrastajat ovat todenneet ja kertoneet harrastukseen menevän turhan paljon rahaa.

TAULUKKO 1. Kustannukset

Kansityöt (Kannen tasohöyläys ja venttiilien muotoilu)	240 €
Vapaavirtausilmansuodatin	40 €
Nokka-akselit (Hionta, karkaisu ja venttiiliprikat)	220 €
Bensanpaineensäädin	60 €
Vauhtipyörä (Kevennys + tasapainotus)	40 €
Pakosarja (laippa + putkientaivutus + tekeminen)	180 €
Moottorin korjaamisesta aiheutuneet kustannukset (laakerit, männänrenkaat, öljyt, tiivisteet, suodattimet)	160 €
Dynamometrimittaus	90 €
Yhteensä	1 030 €

5.2 Tuloksien vertailu

Kuvassa (kuva 15) on esitetty tehtaan alkuperäisen vakiomoottorin teho- ja vääntökäyrien vertailu, viritetyn ja säädetyn moottorin kanssa. Dynamometrissä saatujen tulosten alkukohdat, joissa esiintyi ”notkahdus” on tasoitettu, jotta nähtäisiin todellinen moottorin luonne alhaisilta kierroksilta lähtien. Moottorin luonne on muuttunut kilpa-autolle ominaiseksi, jolloin teho ja vääntö ovat tasaisia kohtalaisen pitkän kierroslukuvälin, jolloin vaihdetta vaihdettaessa auto jaksaa kiihtyä, eikä moottorin kierrokset laske tehottomalle alueelle. Vääntö on kasvanut hetkellisestä maksimiarvosta tasaisemmaksi ja vääntöä on enemmän jo alhaisilla kierrosluvuilla.



KUVA 15. Tehojen vertailu

5.3 Ajotilapiirros

Vetovoima on erilainen ajettaessa eri vaihteella. Pienemmällä vaihteella ajettaessa vetovoimaa on enemmän, mutta taas nopeutta on vähemmän. Vetovoima riippuu moottorin väännöstä tietyillä moottorin kierroksilla, vaihteiston välityksestä, perävälityksestä, renkaandynaamisesta vierintäsäteestä ja voimansiirron hyötysuhteesta. Vetovoima määritellään yhtälön 22 mukaisesti [3, s.378-397].

$$F_v = \frac{M_m * i_v * i_p}{r_{dyn}} * \eta \quad (22)$$

M_m = Moottorin vääntömomentti tietyllä kierrosluvulla

i_v = Käytettävän vaihteen välityssuhde

i_p = Perävälitys

r_{dyn} = Renkaan dynaaminen vierintäsäde, (Mazdassa rengaskoossa 195/60x14) = 0,295 m

η = Voimansiirron hyötysuhde = 0,8

Vetovoima riippuu moottorin käyntikierroksista, joten vetovoimalle voidaan laskea tietty nopeuden arvo yhtälön 23 avulla [3, s.378-397].

$$v = \frac{n}{i_v * i_p} * p_{dyn} \quad (23)$$

n = Moottorin pyörintänopeus (1/s)

i_v = Käytettävän vaihteen välityssuhde

i_p = Perävälitys

p_{dyn} = Renkaan dynaaminen vierintäkehä, (Mazdassa rengaskoossa 195/60x14) = 1,80 m

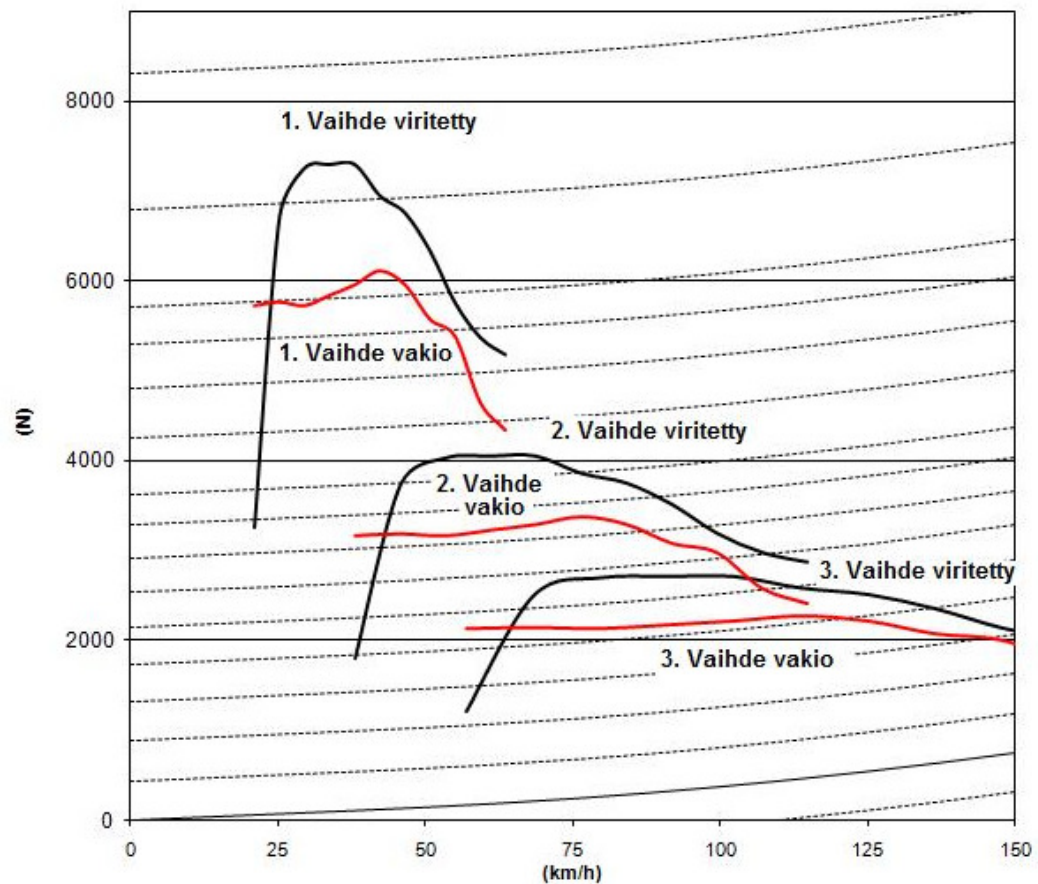
Tämän avulla saadaan taulukko, josta nähdään vetovoima ja sitä vastaava nopeus.

Saaduista arvoista voidaan piirtää kuvaaja (kuva 16), jossa on vetovoimat eri vaihteilla. Vetovoimat on esitetty ajotilapiirros kuvaajassa. Käytetyt alkuperäiset välityssuhteet löytyvät taulukosta (taulukko 2).

TAULUKKO 2. Ajotilapiirroksen laskut

								Vaihde nopeudet (km/h)
vaihdevälitykset			kierrosta/ min	kierrosta/ s	vaantö Nm	1. vaihde	2. vaihde	3. vaihde
1. vaihde	3,307							
2. vaihde	1,833		2500	41,7	85	21,2	38,2	56,8
3. vaihde	1,233		3000	50,0	175	25,4	45,9	68,2
perä	3,850		3500	58,3	189	29,7	53,5	79,6
pdyn	1,799		4000	66,7	190	33,9	61,2	91,0
rdyn	0,295		4500	75,0	190	38,2	68,8	102,3
			5000	83,3	181	42,4	76,5	113,7
			5500	91,7	176	46,6	84,1	125,1
			6000	100,0	165	50,9	91,8	136,4
			6500	108,3	150	55,1	99,4	147,8
			7000	116,7	140	59,3	107,1	159,2
			7500	125,0	135	63,6	114,7	170,5
Vetovoimat vakiomootorilla					Vetovoimat viritetyllä moottorilla			
rpm	1. vaihde	2. vaihde	3. vaihde		rpm	1. vaihde	2. vaihde	3. vaihde
2500	3265,0	1809,7	1217,3		2500	5723,3	3172,3	2133,9
3000	6722,0	3725,9	2506,3		3000	5761,7	3193,6	2148,2
3500	7259,8	4024,0	2706,8		3500	5723,3	3172,3	2133,9
4000	7298,2	4045,2	2721,1		4000	5838,6	3236,2	2176,9
4500	7298,2	4045,2	2721,1		4500	5953,8	3300,1	2219,8
5000	6952,5	3853,6	2592,2		5000	6107,5	3385,2	2277,1
5500	6760,4	3747,2	2520,6		5500	5953,8	3300,1	2219,8
6000	6337,9	3513,0	2363,1		6000	5569,7	3087,2	2076,6
6500	5761,7	3193,6	2148,2		6500	5377,6	2980,7	2005,0
7000	5377,6	2980,7	2005,0		7000	4647,8	2576,2	1732,9
7500	5185,6	2874,3	1933,4		7500	4340,5	2405,9	1618,3

Mazda 323 F Ajotilapiirros



KUVA 16. Ajotilapiirros Mazda 323 f 1.8 Gti vakio ja viritetty

Ajotilapiirroksesta näkee muuttuneen vetovoiman eri vaihteilla. Jokamiesluokassa vauhdit nousevat maksimissaan 130 kilometriin tunnissa, joten vaihteisto on oltava lyhyt välitteinen tai vakiovaihteistosta ei tarvitse käyttää kuin 1-3 vaihteita. Mazda projektissani en puuttunut vaihdelaatikkoon olleenkaan vaan säilytin sen alkuperäisenä, koska välitetyn vaihteiston tekeminen olisi tullut kalliiksi.

Vetovoima on lisääntynyt jokaisella vaihteella ja varsinkin 2 ja 3 vaihteilla vetovoimaa on tullut huomattavasti lisää alkuperäiseen verrattuna. Lisääntyneen vetovoiman ansiosta auto jaksaa kulkea vakiovaihteistolla kohtuullisen hyvin lajin edellyttämällä radoilla.

Ajotilapiirroksessa en keskittynyt ajovastuksiin, koska niillä ei ole merkitystä tässä tapauksessa. Huomiota kiinnitin ainoastaan vetovoiman muutokseen, koska sillä on vaikutusta auton suorituskykyyn kilpailuissa.

6 POHDINTA

Moottorin virittämisen lähtökohtana on tiedettävä, mitä moottorilta vaaditaan sen jälkeen, kun se on viritetty. Moottorin ja samalla auton suorituskyky ei selity yksistään suurilla hevosvoimaluvuilla, joita näkee automainoksissa jatkuvasti. Moottorin hetkelisen tehon ollessa lyhyellä kierrosalueella ei moottori ole kovin suorituskykyinen.

Kilpa-auton moottorin rakentaminen kannattaa aloittaa mahdollisimman tehokkaasta ”aihiosta” eli vakiomoottorista, jossa on paljon tehoa tehdasasetuksilla. Tehokkaassa vakiomoottorissa on kestävämmät moottorinosat, joten pienin muutoksin voidaan parantaa moottorin suorituskykyä ja samalla saada aikaan kestävä moottori.

Työssäni olen esitellyt moottorin virittämiseen liittyviä asioita ja samalla näyttänyt, kuinka moottorin jokaisella osa-alueella on vaikutuksia toisiinsa lopputuloksen kannalta. Moottorin jokainen viritys kannattaa suunnitella kokonaisuutta ajatellen ja sitä kautta päästä haluttuun lopputulokseen. Esimerkiksi pakosarjan pituus on riippuvainen pakonokka-akselin ajoituksesta eli avautumisennakosta.

Kokonaisuudessaan työ oli haastava kokemus. Vaikeinta oli miettiä, millaisella moottorinosien kokoonpanolla haluttuun teho tulokseen ja budjettiin päästäisiin. Aikai-

semmin olen moottoreita rakennellut ja viritellyt, mutta kokonaisvaltainen laskeminen eri osa-alueista on jäänyt tekemättä.

Työn olisi voinut suorittaa toisellakin tapaa. Puristussuhteennosto, alkuperäisten nokka-akselien uudelleen ajoittaminen ja säädettävä moottorinohjaus olisivat voineet tuoda noin 15-20 prosentin tehon nousun, mutta nokka-akselien aukioloajan lyhyys olisi rajoittanut moottoritehon lyhyelle kierrosvälille.

LÄHTEET

- [1] AKK-Motorsport ry. 2011. Autourheilun Sääntökirja 2011. Verkkodokumentti.
<http://www.autourheilu.fi/attachements/2011-01-13T12-49-49175.pdf>. Päivitetty
13.1.2011. Viitattu 9.3.2011.
- [2] A. Graham Bell. Nelitahtimoottorin virittäminen. Helsinki. Alfamer Oy. 2007.
- [3] Robert Bosch GmbH. Autoteknillinen taskukirja. 6. painos. Jyväskylä. Gummerrus
Oy. 2003.
- [4] Matti Juhala, Arto Lehtinen, Matti Suominen, Kari Tammi. Moottorialan sähköoppi.
1. painos. Jyväskylä. Gummerus Oy. 2005.
- [5] Raimo Seppänen, Matti Kervinen, Anja Haavisto. Maol-taulukot. 3. Painos. Keuruu.
Otavan Kirjapaino Oy. 2001.